



**PATENT APPLICATION**

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Application of

Shoji INAGAKI et al.

Group Art Unit: 3661

Application No.: 10/718,613

Filed: November 24, 2003

Docket No.: 117392

For: VEHICULAR BRAKE FORCE CONTROL APPARATUS AND METHOD

**CLAIM FOR PRIORITY**

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested for the above-identified patent application and the priority provided in 35 U.S.C. §119 is hereby claimed:

JP 2002-364708 filed 12/17/2002

In support of this claim, a certified copy of said original foreign application:

☒ is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the requirements of 35 U.S.C. §119 have been fulfilled and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of this document.

Respectfully submitted,

James A. Oliff  
Registration No. 27,075

Thomas J. Pardini  
Registration No. 30,411

JAO:TJP/dap

Date: March 15, 2004

OLIFF & BERRIDGE, PLC  
P.O. Box 19928  
Alexandria, Virginia 22320  
Telephone: (703) 836-6400

DEPOSIT ACCOUNT USE  
AUTHORIZATION  
Please grant any extension  
necessary for entry;  
Charge any fee due to our  
Deposit Account No. 15-0461

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2002年12月17日  
Date of Application:

出願番号 特願2002-364708  
Application Number:  
[ST. 10/C]: [JP 2002-364708]

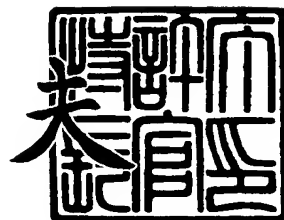
出願人 トヨタ自動車株式会社  
Applicant(s):



2003年12月 2日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今井 康



出証番号 出証特2003-3099429

【書類名】 特許願

【整理番号】 AT-5566

【提出日】 平成14年12月17日

【あて先】 特許庁長官

【国際特許分類】 B60T 8/58

【発明者】

    【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

    【氏名】 稲垣 匠二

【発明者】

    【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

    【氏名】 浅野 憲司

【特許出願人】

    【識別番号】 000003207

    【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

    【識別番号】 100071216

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 明石 昌毅

【手数料の表示】

    【予納台帳番号】 008268

    【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

    【物件名】 明細書 1

    【物件名】 図面 1

    【物件名】 要約書 1

    【包括委任状番号】 9711686

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書  
【発明の名称】 車両用制動力制御装置  
【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンブレーキが作用すると車両の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車両の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジンブレーキが作用するときにはエンジンブレーキ力を推定し、車両の挙動を安定化させる配分にて前記推定されたエンジンブレーキ力を各車輪の制動力に配分し、配分された各車輪の制動力が達成されるよう各車輪に実際に付与されるエンジンブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方を制御することを特徴とする車両用制動力制御装置。

【請求項 2】

車両は後輪駆動車であり、後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジンブレーキが作用すると車両の挙動が悪化する虞れがあると判定されることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用制動力制御装置。

【請求項 3】

路面の摩擦係数が低いほど、車両の挙動が悪化する虞れを判定する際の閾値を低下させることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車両用制動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両用制動力制御装置に係り、更に詳細にはエンジンブレーキ作用時の制動力を制御する車両用制動力制御装置に係る。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

自動車等の車両の制動力制御装置の一つとして、エンジンブレーキ力を考慮して各車輪の制動力を制御する制動力制御装置が従来より知られており、例えば下記の特許文献 1 には、ブレーキペダルの踏込量に基づき目標制動力を演算し、駆動源のマイナストルクによる駆動輪側の制動力を求め、車両の運動条件より駆動

輪側及び従動輪側のそれぞれが分担すべき制動力の分担比を決定し、目標制動力と制動力分担比と駆動源マイナストルク分制動力（エンジンブレーキ力）とから駆動輪側及び従動輪側の制動指令値を求め、該指令値に基づき各車輪の制動力を制御するよう構成された制動力制御装置が記載されている。

#### 【 0 0 0 3 】

尚下記の特許文献 2 には、後輪駆動車に於いて、エンジンブレーキ時に前後輪の制動力配分が適正になるよう前輪の制動力を増減させる制動力制御装置が記載されている。

#### 【特許文献 1】

特開平 1 0 - 2 6 4 7 9 1 号公報

#### 【特許文献 2】

特開平 1 0 - 7 1 9 3 9 号公報

#### 【 0 0 0 4 】

#### 【発明が解決しようとする課題】

しかし上記特許文献 1 に記載されている如き従来の制動力制御装置に於いては、目標制動力と制動力分担比とエンジンブレーキ力とに基づいて駆動輪及び従動輪の制動力が制御され、エンジンブレーキが作用するときには必ず従動輪については摩擦ブレーキ装置が作動されることにより制動力が制御されるので、従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担が増大し、その耐久性が低下する虞れがある。

#### 【 0 0 0 5 】

本発明は、エンジンブレーキ力が各車輪に配分されることにより駆動輪及び従動輪の制動力が制御されるよう構成された従来の制動力制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題はエンジンブレーキ力を従動輪にも配分すべき状況に於いてのみ従動輪の摩擦ブレーキ装置を作動させることにより、従来に比して従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担を軽減しその耐久性を向上させることである。

#### 【 0 0 0 6 】

#### 【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項 1 の構成、即ちエンジンブレー

キが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジンブレーキが作用するときにはエンジンブレーキ力を推定し、車輛の挙動を安定化させる配分にて前記推定算されたエンジンブレーキ力を各車輪の制動力に配分し、配分された各車輪の制動力が達成されるよう各車輪に実際に付与されるエンジンブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置によって達成される。

#### 【0 0 0 7】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 の構成に於いて、車輛は後輪駆動車であり、後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジンブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定されるよう構成される（請求項 2 の構成）。

#### 【0 0 0 8】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 又は 2 の構成に於いて、路面の摩擦係数が低いほど、車輛の挙動が悪化する虞れを判定する際の閾値を低下させるよう構成される（請求項 3 の構成）。

#### 【0 0 0 9】

##### 【発明の作用及び効果】

上記請求項 1 の構成によれば、エンジンブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かが判定され、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジンブレーキが作用するときにはエンジンブレーキ力が推定され、車輛の挙動を安定化させる配分にて前記推定されたエンジンブレーキ力が各車輪の制動力に配分され、配分された各車輪の制動力が達成されるよう各車輪に実際に付与されるエンジンブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方が制御されるので、車輛の挙動が悪化する虞れがないときにはエンジンブレーキ力が各車輪の制動力に配分されず、従って車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かに拘わらずエンジンブレーキ力が各車輪の制動力に配分される従来の制動力制御装置の場合に比して、従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担を軽減しその耐久性を向上させることができる。

## 【0 0 1 0】

また一般に、車輛が後輪駆動車である場合に於いて、後輪のグリップ度が低いときにエンジnbrakeキが作用し後輪の制動力が増大すると、後輪の横力が低下することに起因して車輛の挙動が悪化し易い。

## 【0 0 1 1】

上記請求項 2 の構成によれば、車輛は後輪駆動車であり、後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジnbrakeキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定されるので、エンジnbrakeキが作用し後輪の制動力が増大することによる後輪横力の低下に起因して車輛の挙動が悪化する虞れを確実に判定することができる。

## 【0 0 1 2】

また一般に、路面の摩擦係数が低いほど車輪が発生し得る力が小さくなるので、路面の摩擦係数が低いほど車輛の挙動が不安定になり易く、また車輛の挙動が一旦不安定になると回復し難くなり易い。

## 【0 0 1 3】

上記請求項 3 の構成によれば、路面の摩擦係数が低いほど、車輛の挙動が悪化する虞れを判定する際の閾値が低下されるので、路面の摩擦係数が考慮されない場合に比して車輛の挙動が悪化する虞れを適正に判定することができる。

## 【0 0 1 4】

尚本明細書に於いて、「グリップ度」とは、車輪が発生し得る路面に沿う方向の力と車輪が発生している路面に沿う方向の力との差を車輪が発生し得る路面に沿う方向の力にて除算した値 ( $\epsilon$ ) をいい、車輪が発生している路面に沿う方向の力を車輪が発生し得る路面に沿う方向の力にて除算した値を  $\mu$  利用率と呼ぶとすると、グリップ度  $\epsilon$  は「 $1 - \mu$  利用率」に等しい。

## 【0 0 1 5】

## 【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 の構成に於いて、駆動輪について配分された制動力のうち最も小さい制動力に基づいてエンジnbrakeキを制御するよう構成される（好ましい態様 1）。

## 【0016】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、運転者により制動操作が行われているときには、運転者の制動操作量に基づき車輛全体の目標摩擦制動力を推定し、推定されたエンジnbrake力と推定された車輛全体の目標摩擦制動力との和を各車輪に配分するよう構成される（好ましい態様2）。

## 【0017】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、各車輪の接地荷重を推定し、エンジnbrake力を各車輪の接地荷重の比に対応する割合にて配分するよう構成される（好ましい態様3）。

## 【0018】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、各車輪の接地荷重を推定し、推定されたエンジnbrake力と推定された車輛全体の目標制動力との和を各車輪の接地荷重の比に対応する割合にて配分するよう構成される（好ましい態様4）。

## 【0019】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、運転者の操舵操作量に基づき車輛の目標ヨーレートを演算すると共に、目標ヨーレートと車輛の実際のヨーレートとの偏差を演算し、該ヨーレート偏差の大きさが減少するようエンジnbrake力を配分するよう構成される（好ましい態様5）。

## 【0020】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、運転者の操舵操作量に基づき車輛の目標ヨーレートを演算すると共に、目標ヨーレートと車輛の実際のヨーレートとの偏差を演算し、該ヨーレート偏差の大きさが減少するよう推定されたエンジnbrake力と推定された車輛全体の目標摩擦制動力との和を配分するよう構成される（好ましい態様6）。

## 【0021】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、車



輦が非駆動状態にあり且つ後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジンブレーキが作用すると車輦の挙動が悪化する虞れがあると判定されるよう構成される（好ましい態様 7）。

#### 【 0 0 2 2 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 2 の構成に於いて、路面の摩擦係数  $\mu$  を推定すると共に後輪位置の車輦の前後加速度  $G_{xr}$  及び横加速度  $G_{yr}$  を推定し、これらに基づいて後輪のグリップ度を演算するよう構成される（好ましい態様 8）。

#### 【 0 0 2 3 】

##### 【発明の実施の形態】

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を好ましい実施の形態（以下単に実施形態という）について詳細に説明する。

#### 【 0 0 2 4 】

図 1 は電動式パワーステアリング装置を備えた後輪駆動車に適用された本発明による車輦用制動制御装置の一つの実施形態を示す概略構成図である。

#### 【 0 0 2 5 】

図 1 に於て、1 0 FL 及び 1 0 FR はそれぞれ車輦 1 2 の左右の前輪を示し、1 0 RL 及び 1 0 RR はそれぞれ車輦 1 2 の左右の後輪を示している。従動輪であり操舵輪でもある左右の前輪 1 0 FL 及び 1 0 FR は運転者によるステアリングホイール 1 4 の転舵に応答して駆動されるラック・アンド・ピニオン式の電動式パワーステアリング装置 1 6 によりタイロッド 1 8 L 及び 1 8 R を介して操舵される。

#### 【 0 0 2 6 】

また図 1 に於いて、2 0 は電子制御スロットルバルブ 2 0 A を備えたエンジンを示しており、エンジン 2 0 の出力はエンジン用電子制御装置 2 2 により電子制御スロットルバルブ 2 0 A が制御されることによって制御される。エンジン 2 0 の駆動力はトルクコンバータ 2 4 及びトランスミッション 2 6 を含む自動変速機 2 8 を介してプロペラシャフト 3 0 へ伝達され、プロペラシャフト 3 0 の駆動力はディファレンシャルギヤ装置 3 2 により左後輪車軸 3 4 L 及び右後輪車軸 3 4 R へ伝達され、これにより駆動輪である左右の後輪 1 0 RL 及び 1 0 RR が回転駆動さ

れる。

#### 【0 0 2 7】

図示の実施形態に於いては、電動式パワーステアリング装置 1 6 はラック同軸型の電動式パワーステアリング装置であり、電子制御装置 3 6 により制御される。電動式パワーステアリング装置 1 6 は電動機 3 8 と、電動機 3 8 の回転トルクをラックバー 4 0 の往復動方向の力に変換する例えばボールねじ式の変換機構 4 2 とを有し、ハウジング 4 4 に対し相対的にラックバー 4 0 を駆動する補助転舵力を発生することにより、運転者の操舵負担を軽減する操舵アシストトルクを発生する。

#### 【0 0 2 8】

各車輪の制動力は制動装置 4 6 の油圧回路 4 8 によりホイールシリンダ 5 0 FL、5 0 FR、5 0 RL、5 0 RR の制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路 4 8 はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル 5 2 の踏み込み操作に応じて駆動されるマスタシリンダ 5 4 により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電子制御装置 5 6 により制御される。

#### 【0 0 2 9】

車輪 1 0 FL ~ 1 0 RR のホイールシリンダ 5 0 FL ~ 5 0 RR にはそれぞれ対応するホイールシリンダ内の圧力  $P_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) を検出する圧力センサ 6 0 FL ~ 6 0 RR が設けられ、マスタシリンダ 5 4 にはマスタシリンダ圧力  $P_m$  を検出する圧力センサ 6 2 が設けられている。またステアリングシャフト 6 4 にはそれぞれ操舵角  $\theta$  及び操舵トルク  $T_s$  を検出する操舵角センサ 6 6 及びトルクセンサ 6 8 が設けられ、車輦 1 2 にはそれぞれ車速  $V$ 、車輦の前後加速度  $G_x$ 、車輦の横加速度  $G_y$ 、車輦のヨーレート  $\gamma$  を検出する車速センサ 7 0、前後加速度センサ 7 2、横加速度センサ 7 4、ヨーレートセンサ 7 6 が設けられている。尚操舵角センサ 6 6、トルクセンサ 6 8、横加速度センサ 7 4、ヨーレートセンサ 7 6 は車輦の右旋回方向を正としてそれぞれ操舵角  $\theta$ 、操舵トルク  $T_s$ 、横加速度  $G_y$ 、ヨーレート  $\gamma$  を検出する。

## 【0030】

図2に示されている如く、圧力センサ60FL~60RRにより検出されたホイールシリンダ50FL~50RR内の圧力 $P_i$ を示す信号、圧力センサ62により検出されたマスタシリンダ圧力 $P_m$ を示す信号、操舵角センサ66により検出された操舵角 $\theta$ を示す信号、車速センサ70により検出された車速 $V$ を示す信号、前後加速度センサ72により検出された前後加速度 $G_x$ を示す信号、横加速度センサ74により検出された横加速度 $G_y$ を示す信号、ヨーレートセンサ76により検出されたヨーレート $\gamma$ を示す信号は電子制御装置56に入力される。

## 【0031】

図には示されていないが、エンジン20にはエンジン回転数 $N_e$ を検出するエンジン回転数センサ78が設けられ、電子制御スロットルバルブ20Aにはスロットル開度 $\phi$ を検出するスロットル開度センサ80が設けられ、エンジン回転数 $N_e$ を示す信号及びスロットル開度 $\phi$ を示す信号は図には示されていないアクセル開度センサよりのアクセル開度を示す信号や吸入空気量センサよりの吸入空気量を示す信号等と共にエンジン用電子制御装置22へ入力される。電子制御装置22はエンジン回転数 $N_e$ を示す信号及びスロットル開度 $\phi$ を示す信号を電子制御装置56へ出力する。

## 【0032】

トルクセンサ68により検出された操舵トルク $T_s$ を示す信号は電子制御装置36に入力され、電子制御装置36には電子制御装置56より車速 $V$ を示す信号も入力される。電子制御装置36は操舵トルク $T_s$ を示す信号を示す信号を電子制御装置56へ出力する。

## 【0033】

尚図には詳細に示されていないが、電子制御装置28、36及び56はそれぞれ例えばCPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。

## 【0034】

電子制御装置56は、図3に示されたフローチャートに従い、車輛の非駆動時

であるか否かを判定し、車輛の非駆動時にはエンジnbrレーキ力  $F_{eb}$  を演算し、路面の摩擦係数  $\mu$  及び後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  を演算し、後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  に基づきエンジnbrレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する状況であるか否かを判定する。

#### 【0 0 3 5】

そして電子制御装置 5 6 は、エンジnbrレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する状況であるときには、マスタシリンダ圧力  $P_m$  に基づき車輛全体の目標摩擦制動力  $F_{bv}$  を演算し、エンジnbrレーキ力  $F_{eb}$  と目標摩擦制動力  $F_{bv}$  との和を車輛全体の目標制動力  $F_{bvt}$  として、車輛の挙動を安定化させる配分にて車輛全体の目標制動力  $F_{bvt}$  を各車輪に配分することにより各車輪の目標制動力  $F_{bti}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) を演算する。

#### 【0 0 3 6】

また電子制御装置 5 6 は、駆動輪である左右後輪の目標制動力  $F_{btrl}$  及び  $F_{btrr}$  のうち小さい方の値に基づきエンジン 2 0 の目標出力トルク  $T_{et}$  (負の値) を演算し、目標出力トルク  $T_{et}$  及びエンジン回転数  $N_e$  に基づき目標スロットル開度  $\phi_t$  を演算し、目標スロットル開度  $\phi_t$  を示す指令信号をエンジン用電子制御装置 2 2 へ出力する。

#### 【0 0 3 7】

更に電子制御装置 5 6 は、左右前輪の目標制動力  $F_{btfl}$  及び  $F_{btfr}$  が達成されると共に左右後輪の目標制動力  $F_{btrl}$  及び  $F_{btrr}$  のうち大きい方の値に対応する車輪の目標制動力  $F_{btrl}$  又は  $F_{btrr}$  が達成されるよう、これらの車輪の制動圧  $P_i$  を制御する。

#### 【0 0 3 8】

特に電子制御装置 5 6 は、路面の摩擦係数  $\mu$  を推定し、路面の摩擦係数  $\mu$  が低いほど大きくなるよう閾値  $K_e$  を演算し、後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  が閾値  $K_e$  よりも小さいか否かの判別により、エンジnbrレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する状況であるか否かを判定する。

#### 【0 0 3 9】

電子制御装置 3 6 は、操舵トルク  $T_s$  の大きさが大きいほどアシストトルク  $T_a$

bの大きさが大きくなり、車速Vが高いほどアシストトルク $T_{ab}$ の大きさが小さくなるよう、操舵トルク $T_s$ 及び車速Vに基づき図7に示されたグラフに対応すマップよりアシストトルク $T_{ab}$ を演算し、少なくともアシストトルク $T_{ab}$ に基づき電子制御装置36を介して電動式パワーステアリング装置16によるアシストトルクを制御し、これにより運転者の操舵負担を軽減する。尚電動式パワーステアリング装置16によるアシストトルクの制御自体は本発明の要旨をなすものではなく、当技術分野に於いて公知の任意の要領にて実行されてよい。

#### 【0040】

電子制御装置22は通常時にはアクセル開度や吸入空気量等に基づいて電子制御スロットルバルブ20Aを制御することによりエンジン20の出力を制御するが、電子制御装置56より目標スロットル開度 $\phi_t$ を示す指令信号が入力されると、該指令信号に従ってスロットル開度 $\phi$ が目標スロットル開度 $\phi_t$ になるよう電子制御スロットルバルブ20Aを制御することによりエンジン20の出力トルクを制御する。尚通常時のエンジン20の制御も本発明の要旨をなすものではなく、当技術分野に於いて公知の任意の要領にて実行されてよい。

#### 【0041】

次に図3及び図4に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける制動力制御ルーチンについて説明する。尚図3に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

#### 【0042】

まずステップ10に於いては圧力センサ60FL~60RRにより検出されたホイールシリンダ50FL~50RR内の圧力 $P_i$ を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ20に於いては例えばスロットル開度 $\phi$ 及びエンジン回転数 $N_e$ に基づき図6に示されたグラフに対応すマップより推定されるエンジン20の出力トルク $T_e$ が0以下であるか否かの判別により、車輛が非駆動状態にあるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ130へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ30へ進む。

#### 【0043】

ステップ30に於いてはスロットル開度 $\phi$ 及びエンジン回転数 $N_e$ に基づき図6に示されたグラフに対応するマップよりエンジン20の出力トルク $T_e$ が演算され、出力トルク $T_e$ 及び駆動系のギヤ比に基づきエンジンブレーキ力 $F_{eb}$ が演算される。

#### 【0044】

ステップ40に於いては図4に示されたルーチンに従って路面の摩擦係数 $\mu$ 及び後輪のグリップ度 $\epsilon_r$ が演算され、ステップ70に於いては路面の摩擦係数 $\mu$ が低いほど閾値 $K_e$ が大きくなるよう、路面の摩擦係数 $\mu$ に基づき図5に示されたグラフに対応するマップより閾値 $K_e$ が演算される。

#### 【0045】

ステップ80に於いては後輪のグリップ度 $\epsilon_r$ が閾値 $K_e$ よりも小さいか否かの判別、即ちエンジンブレーキ力 $F_{eb}$ が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ130へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ90へ進む。

#### 【0046】

ステップ90に於いては圧力-車輛全体制動力の変換係数 $K_{bv}$ （正の値）とマスタシリンダ圧力 $P_m$ との積として車輛全体の目標摩擦制動力 $F_{bv}$ が演算され、エンジンブレーキ力 $F_{eb}$ と目標摩擦制動力 $F_{bv}$ との和として車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ が演算される。また車輛の前後加速度 $G_x$ 及び横加速度 $G_y$ に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて各車輪の接地荷重 $W_i$ （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算され、接地荷重 $W_i$ の和を $W$ として下記の式1に従って各車輪に対する目標制動力 $F_{bvt}$ の配分量、即ち各車輪の目標制動力 $F_{bti}$ （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。

$$F_{bti} = F_{bvt} \times W_i / W \quad \cdots \cdots (1)$$

#### 【0047】

ステップ100に於いては駆動輪である左右後輪の目標制動力 $F_{btrl}$ 及び $F_{btrr}$ のうち小さい方の値を $F_{btrmin}$ として、 $F_{btrmin}$ の2倍（目標エンジンブレーキ力 $F_{ebt}$ ）及び駆動系のギヤ比に基づきエンジン20の目標出力トルク $T_{et}$ （負の値）が演算される。

## 【 0 0 4 8 】

ステップ 1 1 0 に於いては左右前輪の目標制動力  $F_{btl}$  及び  $F_{btr}$  に基づき左右前輪の目標制動圧  $P_{btl}$  及び  $P_{btr}$  が演算され、左右前輪の制動圧  $P_{fl}$  及び  $P_{fr}$  がそれぞれ目標制動圧  $P_{btl}$  及び  $P_{btr}$  になるよう制御されると共に、左右後輪の目標制動力  $F_{btl}$  及び  $F_{btr}$  のうち大きい方の値と  $F_{btrmin}$  との偏差  $\Delta F_{btr}$  が演算され、偏差  $\Delta F_{btr}$  に基づき目標制動圧  $P_{btr}$  が演算され、当該車輪の制動圧が目標制動圧  $P_{btr}$  になるよう制御される。

## 【 0 0 4 9 】

ステップ 1 2 0 に於いては目標出力トルク  $T_{et}$  及びエンジン回転数  $N_e$  に基づき図 6 に示されたグラフに対応すマップより目標スロットル開度  $\phi_t$  が演算され、目標スロットル開度  $\phi_t$  を示す指令信号がエンジン用電子制御装置 2 2 へ出力され、しかる後ステップ 1 0 へ戻る。

## 【 0 0 5 0 】

ステップ 1 3 0 に於いてはマスタシリンダ 5 4 とホイールシリンダ 5 0 FR、5 0 FL、5 0 RR、5 0 RL との連通が維持され、これにより各車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$  により制御される通常時の制動力制御が実行され、しかる後ステップ 1 0 へ戻る。

## 【 0 0 5 1 】

図 4 に示された路面の摩擦係数  $\mu$  及び後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  演算ルーチンのステップ 4 2 に於いては、例えば  $g$  を重力加速度として前後加速度  $G_x$  及び横加速度  $G_y$  に基づき下記の式 2 に従って路面の摩擦係数  $\mu$  が演算される。路面の摩擦係数  $\mu$  は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて推定又は検出されてよい。

$$\mu = (G_x^2 + G_y^2)^{1/2} / g \quad \dots\dots (2)$$

## 【 0 0 5 2 】

ステップ 4 4 に於いては  $L_f$  及び  $L_r$  をそれぞれ重心と前輪車軸及び後輪車軸との間の距離として、前後加速度  $G_x$  及びヨーレート  $\gamma$  に基づき下記の式 3 に従って後輪位置に於ける車輛の前後加速度  $G_{xr}$  が演算され、ステップ 4 6 に於いては  $I_z$  を車輛の慣性モーメントとし  $M$  を車輛の質量として下記の式 4 に従って係数  $K_r$  が演算されると共に、横加速度  $G_y$  及びヨーレート  $\gamma$  の微分値  $\gamma_d$  に基づき

下記の式 5 に従って後輪位置に於ける車輛の横加速度  $G_{yr}$  が演算され、ステップ 48 に於いては下記の式 6 に従って後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  が演算される。

【0053】

$$G_{xr} = G_x \cdot (L_f + L_r) / L_f \quad \cdots \cdots (3)$$

$$K_r = I_z \cdot (L_f + L_r) / (L_f - M) \quad \cdots \cdots (4)$$

$$G_{yr} = G_y - K_r \cdot \gamma_d \quad \cdots \cdots (5)$$

【数 1】

$$\epsilon_r = 1 - \frac{\sqrt{G_{xr}^2 + G_{yr}^2}}{g\mu} \quad \cdots \cdots (6)$$

【0054】

かくして図示の実施形態によれば、車輛が非駆動状態にあるときにはステップ 20 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 30 に於いてエンジnbrake力  $F_{eb}$  が演算され、ステップ 40 に於いて路面の摩擦係数  $\mu$  及び後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  が演算され、ステップ 70 に於いて路面の摩擦係数  $\mu$  が低いほど閾値  $K_e$  が大きくなるよう、路面の摩擦係数  $\mu$  に基づき閾値  $K_e$  が演算される。

【0055】

そしてステップ 80 に於いて後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  が閾値  $K_e$  よりも小さいか否かの判別により、エンジnbrake力  $F_{eb}$  が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かの判別が行われ、車輛の挙動が悪化する虞れがあるときにはステップ 90 に於いてエンジnbrake力  $F_{eb}$  と目標摩擦制動力  $F_{bv}$  との和として車輛全体の目標制動力  $F_{bvt}$  が演算されると共に、各車輪の接地荷重  $W_i$  に比例する割合にて車輛全体の目標制動力  $F_{bvt}$  が各車輪に配分されることにより各車輪の目標制動力  $F_{bti}$  が演算される。

【0056】

ステップ 100 に於いて駆動輪である左右後輪の目標制動力  $F_{btrl}$  及び  $F_{btrr}$  のうち小さい方の値を  $F_{btrmin}$  として、 $F_{btrmin}$  の 2 倍及び駆動系のギヤ比に基づきエンジン 20 の目標出力トルク  $T_{et}$  が演算され、ステップ 120 に於いて目標出力トルク  $T_{et}$  及びエンジン回転数  $N_e$  に目標スロットル開度  $\phi_t$  が演算され、



目標スロットル開度  $\phi_t$  を示す指令信号がエンジン用電子制御装置 2 2 へ出力される。

#### 【 0 0 5 7 】

更にステップ 1 1 0 に於いて左右前輪の目標制動力  $F_{btfl}$  及び  $F_{btfr}$  に基づき左右前輪の目標制動圧  $P_{btfl}$  及び  $P_{btfr}$  が演算され、左右前輪の制動圧  $P_{fl}$  及び  $P_{fr}$  がそれぞれ目標制動圧  $P_{btfl}$  及び  $P_{btfr}$  になるよう制御されると共に、左右後輪の目標制動力  $F_{btrl}$  及び  $F_{btrr}$  のうち大きい方の値と  $F_{btrmin}$  との偏差  $\Delta F_{btr}$  が演算され、偏差  $\Delta F_{btr}$  に基づき目標制動圧  $P_{btr}$  が演算され、当該車輪の制動圧が目標制動圧  $P_{btr}$  になるよう制御される。

#### 【 0 0 5 8 】

またステップ 8 0 に於いて否定判別が行われたときには、即ちエンジnbrake力  $F_{eb}$  が作用しても車輛の挙動が悪化する虞れがないときには、ステップ 9 0 ~ 1 2 0 は実行されず、車輛が駆動状態にありステップ 2 0 に於いて否定判別が行われた場合と同様、ステップ 1 3 0 に於いてマスタシリンダ 5 4 とホイールシリンダ 5 0 FR、5 0 FL、5 0 RR、5 0 RL との連通が維持され、これにより各車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$  により制御される通常時の制動力制御が実行される。

#### 【 0 0 5 9 】

従ってエンジnbrake力  $F_{eb}$  が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがある場合にのみ、ステップ 9 0 ~ 1 2 0 が実行され、車輛の挙動が安定化させる配分比率にてエンジnbrake力  $F_{eb}$  が各車輪に配分されるので、車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かが考慮されることなくエンジnbrake力が各車輪に配分される従来の制動力制御装置の場合に比して、非駆動輪である左右前輪及び左右後輪のうち配分されたエンジnbrake力が大きい側の車輪の制動装置の負担、例えば山道降坂時の制動装置の作動頻度及び作動時間を軽減し、その耐久性を向上させることができる。

#### 【 0 0 6 0 】

特に図示の実施形態によれば、エンジnbrake力が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判別するための後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  は図 4 に示さ

れたルーチンに従って路面の摩擦係数 $\mu$ 、後輪位置に於ける車輛の前後加速度 $G_{xr}$ 、後輪位置に於ける車輛の横加速度 $G_{yr}$ に基づいて演算されるので、エンジンブレーキ力が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを簡便に判別することができる。

#### 【0 0 6 1】

また図示の実施形態によれば、ステップ 7 0 に於いて路面の摩擦係数 $\mu$ が低いほど閾値 $K_e$ が大きくなるよう、路面の摩擦係数 $\mu$ に基づき閾値 $K_e$ が演算され、後輪のグリップ度 $\varepsilon_r$ が閾値 $K_e$ よりも小さいか否かの判別により、エンジンブレーキ力 $F_{eb}$ が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かの判別が行われるので、路面の摩擦係数 $\mu$ が低いほど、即ち車輛の挙動が悪化し易いほど早期に車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定することができ、これにより応答遅れなく車輛の挙動の悪化を効果的に防止することができる。

#### 【0 0 6 2】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

#### 【0 0 6 3】

例えば上述の実施形態に於いては、後輪のグリップ度 $\varepsilon_r$ は後輪位置の前後加速度及び横加速度又は後輪の前後力及び横力に基づいて演算されるようになっていいるが、後輪のグリップ度 $\varepsilon_r$ は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて演算されてよく、例えば本願出願人と他の二の出願人との共願にかかる特開 2 0 0 0 - 1 0 8 8 6 3 号公開公報に記載されている如く、各車輪速度の情報に基づき演算されてもよい。

#### 【0 0 6 4】

また上述の実施形態に於いては、エンジンブレーキ力 $F_{eb}$ と目標摩擦制動力 $F_{bv}$ との和である車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ が、各車輪の接地荷重 $W_i$ に比例する割合にて各車輪に配分されることにより、各車輪の目標制動力 $F_{bti}$ が演算されるようになっているが、操舵角 $\theta$ 及び車速 $V$ に基づき演算される車輛の目標ヨーレート $\gamma_t$ と車輛の実ヨーレート $\gamma$ との偏差の大きさを減少させるよう、車輛全

体の目標制動力  $F_{bvt}$  が各車輪に配分されてもよい。

【0 0 6 5】

更に上述の各実施形態に於いては、車輛は後輪駆動車であるが、本発明は前輪駆動車や四輪駆動車に適用されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

電動式パワーステアリング装置を備えた後輪駆動車に適用された本発明による車輛用制動制御装置の一つの実施形態を示す概略構成図である。

【図 2】

図示の実施形態に於ける制御系を示すブロック図である。

【図 3】

図示の実施形態に於ける制動力制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図 4】

図 3 に示されたフローチャートのステップ 4 0 に於ける路面の摩擦係数  $\mu$  及び後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 5】

路面の摩擦係数  $\mu$  と閾値  $K_e$  との間の関係を示すグラフである。

【図 6】

エンジン回転数  $N_e$  とスロットル開度  $\phi$  と及びエンジンの出力トルク  $T_e$  及び目標出力トルク  $T_{et}$  との間の関係を示すグラフである。

【図 7】

操舵トルク  $T_s$  及び車速  $V$  とアシストトルク  $T_{ab}$  との間の関係を示すグラフである。

【符号の説明】

- 1 6 …電動式パワーステアリング装置
- 2 0 …エンジン
- 2 2、3 6 …電子制御装置
- 4 6 …制動装置

5 4 …マスタシリンダ

5 6 …電子制御装置

6 0 FL～6 0 RR、6 2 …圧力センサ

6 6 …操舵角センサ

6 8 …トルクセンサ

7 0 …車速センサ

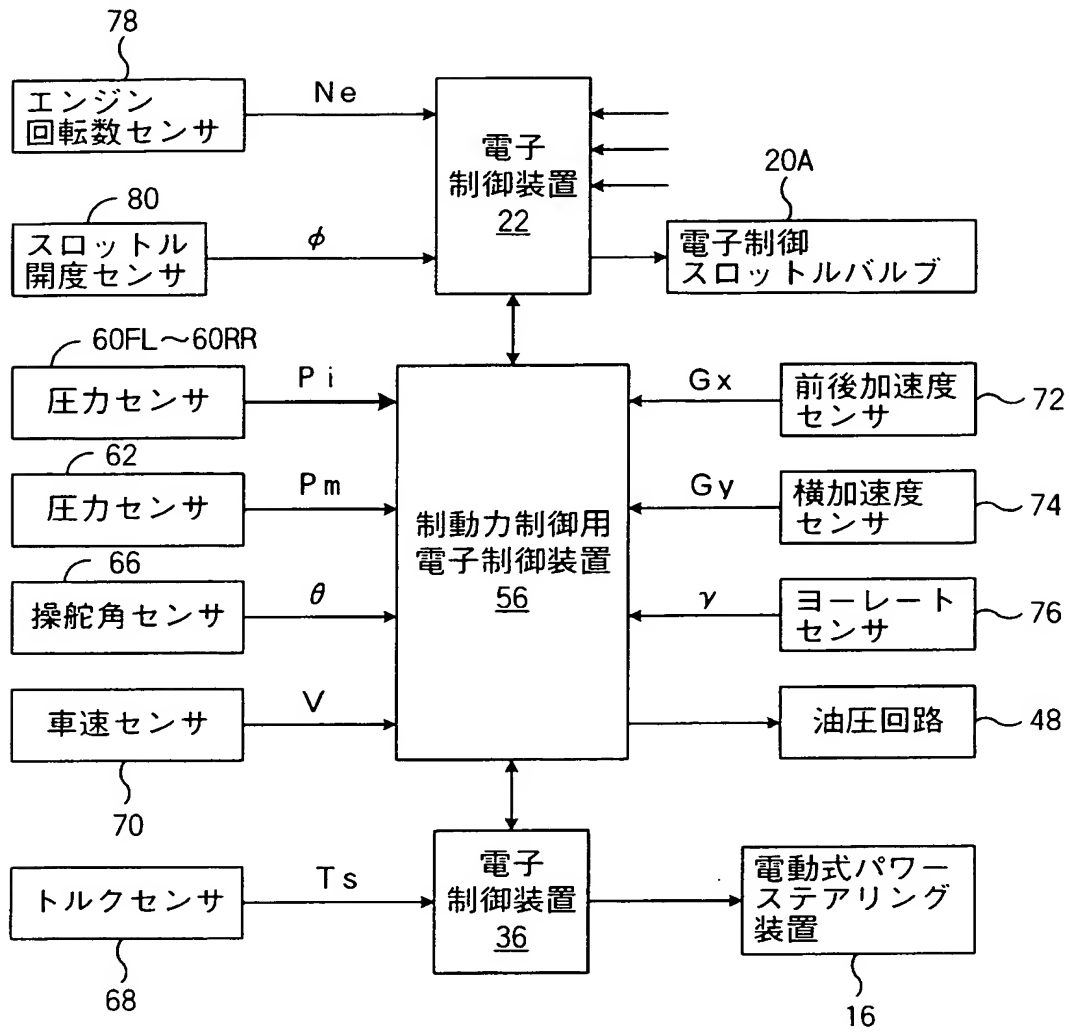
7 2 …前後加速度センサ

7 4 …横加速度センサ

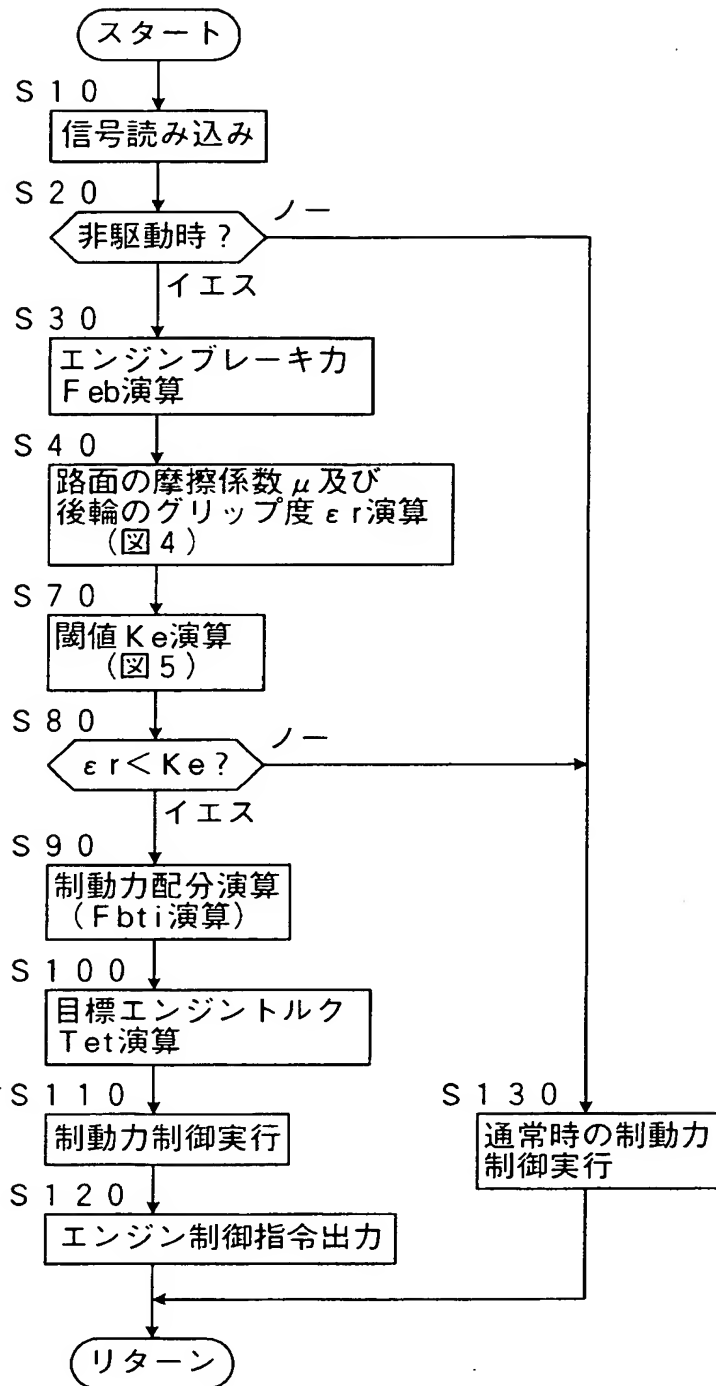
7 6 …ヨーレートセンサ



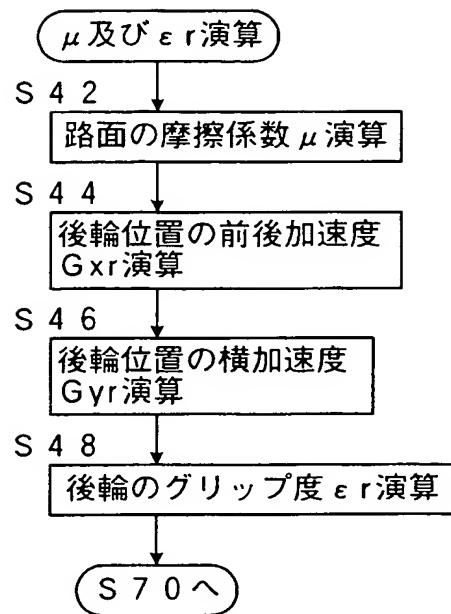
【図 2】



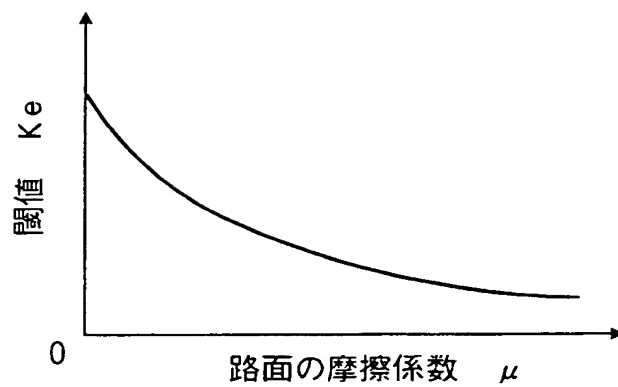
【図 3】



【図 4】

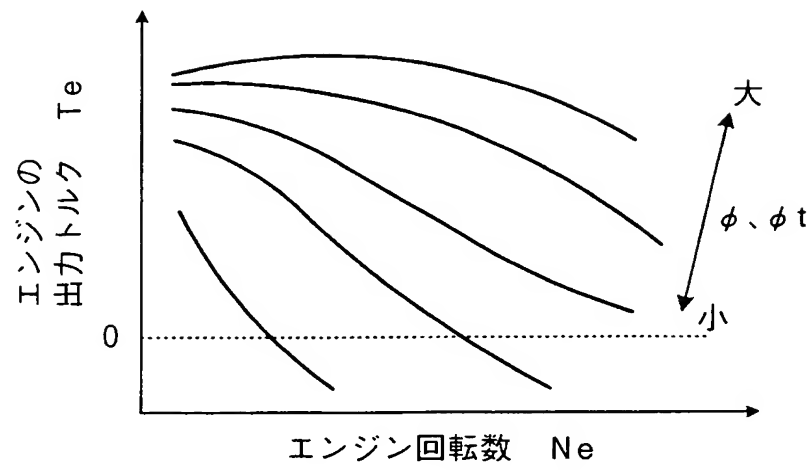


【図 5】

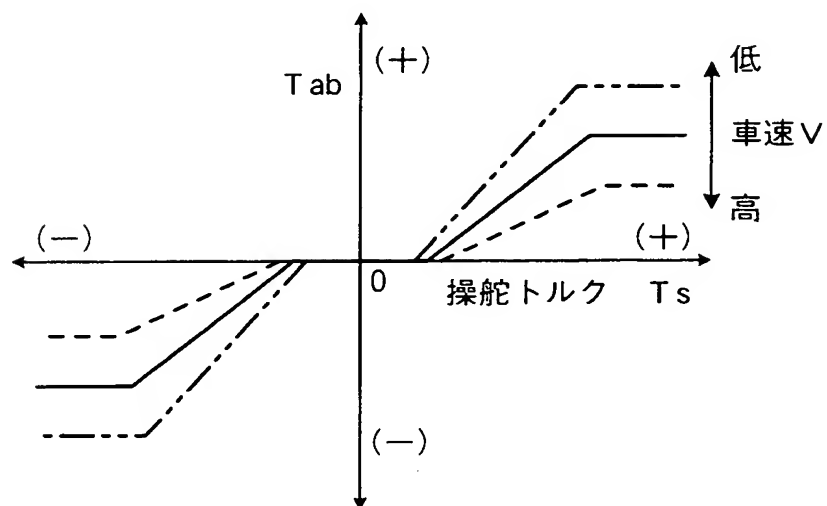




【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 エンジンブレーキ力を従動輪にも配分すべき状況に於いてのみ従動輪の摩擦ブレーキ装置を作動させることにより、従来に比して従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担を軽減しその耐久性を向上させる。

【解決手段】 エンジンブレーキ力  $F_{eb}$  (S 3 0) が演算され、路面の摩擦係数  $\mu$  及び後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  (S 4 0) が演算され、路面の摩擦係数  $\mu$  が低いほど閾値  $K_e$  が大きくなるよう閾値  $K_e$  が演算され (S 7 0)、後輪のグリップ度  $\epsilon_r$  が閾値  $K_e$  よりも小さく、エンジンブレーキ力  $F_{eb}$  が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるときには (S 8 0)、エンジンブレーキ力  $F_{eb}$  と運転者の制動操作量に基づく目標摩擦制動力  $F_{bv}$  との和が車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪に配分され、その配分結果に基づいて各車輪の摩擦制動力及びエンジンの出力トルクが制御される (S 9 0 ~ 1 2 0)。

【選択図】 図 3

特願 2 0 0 2 - 3 6 4 7 0 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 2 0 7 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社